



Réfrigération magnétique Etat de l'art et développements récents

Afef Lebouc, Morgan Almanza, Jean Paul Yonnet, Ulrich Legait, Julien Roudaut

► To cite this version:

Afef Lebouc, Morgan Almanza, Jean Paul Yonnet, Ulrich Legait, Julien Roudaut. Réfrigération magnétique Etat de l'art et développements récents. Symposium de Génie Électrique 2014, Jul 2014, Cachan, France. hal-01065207

HAL Id: hal-01065207

<https://hal.science/hal-01065207>

Submitted on 18 Sep 2014

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

Réfrigération magnétique

Etat de l'art et développements récents

Afef Kedous-Lebouc, Morgan Almanza, Jean-Paul Yonnet, Ulrich Legait et Julien Roudaut

Univ. Grenoble Alpes, G2Elab, F-38000 Grenoble, France
CNRS, G2Elab, F-38000 Grenoble, France

RESUME -La réfrigération magnétique, basée sur l'effet magnétocalorique, est une thématique relativement récente et prometteuse devant permettre de réaliser des systèmes moins énergivores que la technologie conventionnelle et sans impact sur l'environnement. Pluridisciplinaire, elle implique de maîtriser toute une filière, du matériau à l'application et de lever des verrous scientifiques et technologiques. L'article fait un état de l'art, discute des derniers travaux réalisés, et illustre les problèmes soulevés en particulier dans le domaine thermique en s'appuyant sur l'expérience acquise au G2Elab.

Mots-clés—Réfrigération magnétique, effet magnétocalorique, matériaux, cycle thermodynamique, cycle à régénération magnétique active AMR, modélisation, expérimentation.

1. INTRODUCTION

Le froid est aujourd'hui un élément indispensable à la société moderne et à l'économie mondiale pour préserver la santé, assurer la sécurité et améliorer le confort. Sa production représente près de 15% de la consommation électrique mondiale (20% aux USA et jusqu'à 25 % Japon) et son utilisation ne cesse de croître.

Le fonctionnement de la quasi-totalité des systèmes actuels de production du froid est basé sur le principe thermodynamique de compression et de détente d'un fluide frigorigène. Cette technologie, datant des années 1920, a l'avantage d'être tout à fait mature. Elle s'accompagne cependant d'une consommation énergétique et d'une pollution qu'il faut aujourd'hui réduire en modifiant d'une part les habitudes pour une utilisation rationnelle de l'énergie et d'autre part en développant des technologies moins énergivores et plus respectueuses de l'environnement.

Outre la recherche de nouveaux fluides frigorigènes (vapeur d'eau, air, CO₂, hydrocarbure, ammoniac), les travaux en cours visent des nouvelles solutions pour produire proprement du froid. La réfrigération magnétique mettant en œuvre les matériaux à effet magnétocalorique EMC est un candidat.

L'EMC est une propriété intrinsèque de certains matériaux qui peuvent s'échauffer ou se refroidir quand on les aimante ou désaimante. Cet effet est maximal autour de la température de transition de phase magnétique du matériau et peut être exploité pour faire un cycle thermomagnétique équivalent au cycle de compression et détente d'un gaz. La réfrigération magnétique à température ambiante apparaît donc comme une solution de rupture, permettant de réaliser des systèmes plus

efficaces, moins polluants et faciles à recycler car mettant en œuvre des solides.

Même si l'EMC, phénomène physique mis en œuvre, est connu depuis plus d'un siècle, la recherche dans ce domaine n'a réellement démarré qu'il y a environ 15 ans suite à la découvertes de nouveaux matériaux à EMC géant autour de la température ambiante par Gschneidner et Pecharsky ([1], Fig. 1) et la démonstration par Zimm et al de la faisabilité de la réfrigération magnétique (Fig. 2).

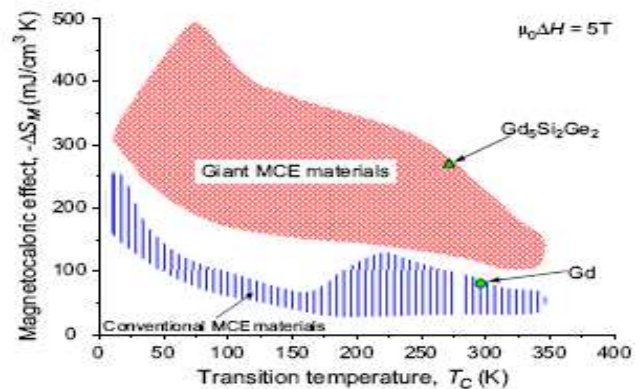


Fig. 1. Matériaux magnétocaloriques, [2]

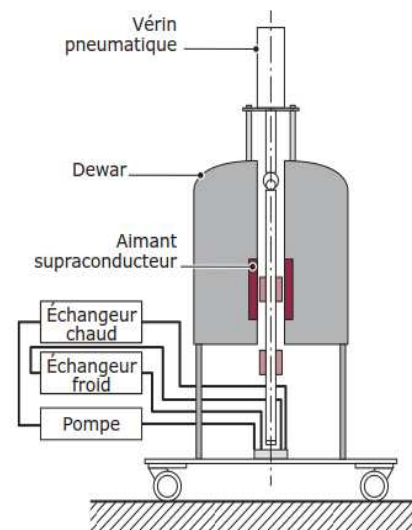


Fig. 2. Dispositif de réfrigération magnétique développé par Zimm et al ([3] d'après [4])

Depuis, des avancées importantes et multiples ont été réalisées à l'échelle fondamentale et applicative dans le domaine du matériau et du système. Elles ont aussi progressivement montré que c'est une thématique complexe, fortement pluridisciplinaire qui nécessite une analyse de toutes les physiques mises en jeu ainsi que des investigations expérimentales et de modélisations de plus en plus poussées. Les travaux s'articulent autour des principaux axes suivants :

- analyse de l'EMC et recherche de matériau à haut pouvoir magnétocalorique [5], [6] ;
- analyse et modélisation des cycles thermodynamiques [7] ;
- conception, réalisation de dispositifs de réfrigération magnétique [8]–[10].

Cet article présente les récents développements réalisés et discute en particulier des travaux menés au G2Elab dans les projets Interreg - Frimag et ANR - MagCool. Il sera focalisé plus particulièrement sur les aspects thermodynamiques rencontrés dans la réfrigération magnétique.

2. EFFET MAGNETOCALORIQUE

2.1. Principes thermodynamiques

La thermodynamique fournit les outils appropriés pour aborder EMC et la réfrigération magnétique. A l'équilibre thermodynamique local les variables d'états choisies, le champ H et la température T , dépendent du point de l'espace considéré. Le système étudié étant un volume élémentaire, on écrit le premier principe, Eq. (1) avec u l'énergie interne volumique, $-MdB$ le travail magnétique reçu par l'élément de matériau magnétocalorique (MMC) et Q la chaleur échangée. Le second principe est donné à l'équation (2) avec s une fonction d'état appelée entropie volumique et $s_{crée}$ une fonction strictement positive appelée entropie créée. Le terme de dérivée partielle $T \partial s / \partial T|_H$ définit la capacité thermique c_H à champ H constant.

$$du = \delta Q - MdB \quad (1)$$

$$Tds = \delta Q + T\delta s_{crée} = c_H dT + T \frac{\partial s}{\partial H} dH \quad (2)$$

Avec le 2nd principe nous définissons plus rigoureusement l'EMC, car il est important de distinguer l'effet d'échauffement dû à l'entropie créée qui est un processus irréversible, de l'effet magnétocalorique dû à la variation d'entropie par rapport au champ H qui est un processus réversible.

Dans des conditions adiabatiques la variation de température engendrée par l'EMC se détermine par la résolution d'une équation aux dérivées partielles ordinaires (EDO) donné à l'équation (3).

$$\frac{dT}{dH} = -\frac{T}{c_H} \frac{\partial s}{\partial H} + \frac{T}{c_H} \frac{\delta s_{crée}}{dH} \quad (3)$$

On considère maintenant que l'entropie créée est nulle. Alors la caractérisation de l'EMC demande la connaissance de trois fonctions : $\partial s / \partial H(T, H)$, $c_H(T, H)$ et l'aimantation $M(T, H)$. On obtient ces informations aux travers de mesures calorimétriques, magnétométriques et de la variation de température adiabatique pour différentes valeurs

de champ et de température [11]. La détermination des propriétés intrinsèque demande la prise en compte de l'effet du champ démagnétisant. De plus les fonctions à déterminer sont thermodynamiquement liées afin d'assurer la cohérence énergétique, c'est les « relations de Maxwell ».

La Fig. 3 donne des caractérisations d'un oxyde magnétocalorique et la Fig. 4 les résultats qui en sont déduits.

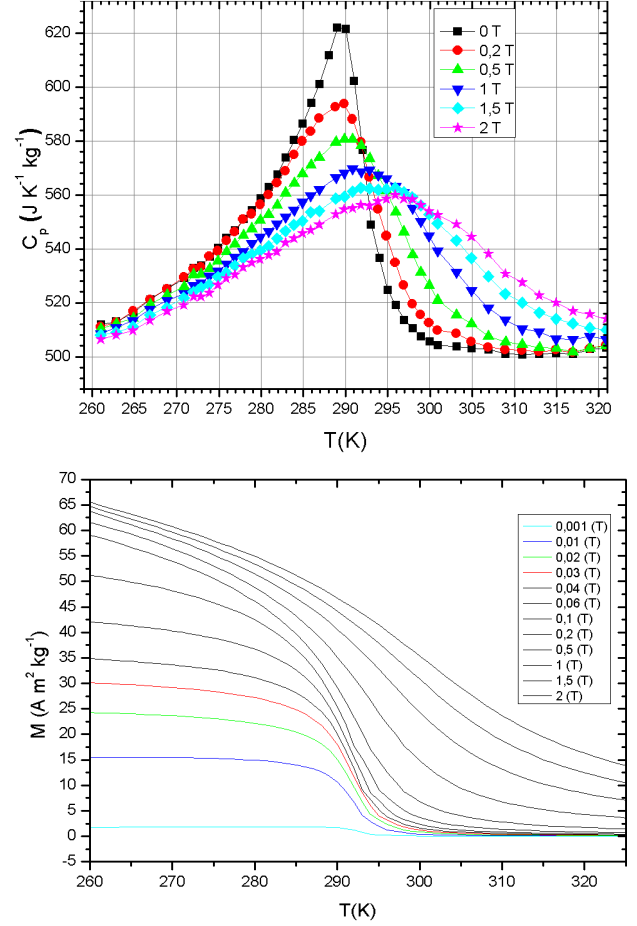
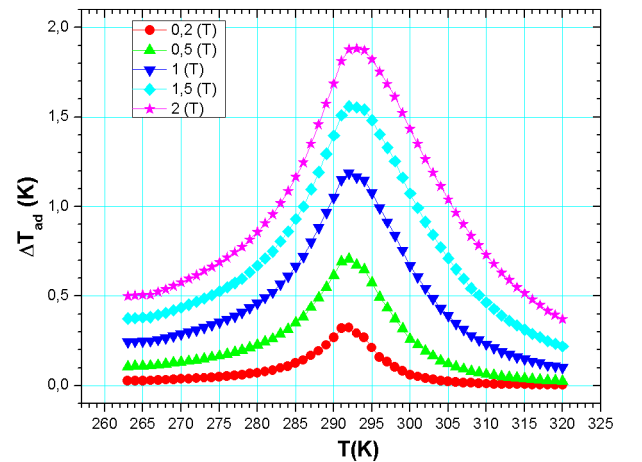


Fig. 3. Oxyde $\text{Pr}_{0.65}\text{Sr}_{0.35}\text{MnO}_3$ mesuré au calorimètre et au magnétomètre au CRISMAT



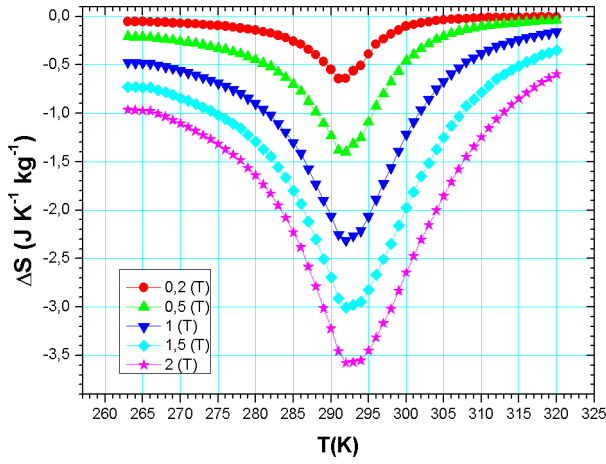


Fig. 4. Propriétés déduites de la Fig. 3 à partir de la résolution de EDO et des relations de Maxwell

2.2. Cycle élémentaire de réfrigération

A partir de l'EMC, on réalise des cycles thermodynamiques pour faire de la réfrigération. Classiquement on utilise le cycle de Brayton (Fig. 5), décomposé en quatre phases : 1- une aimantation adiabatique, 2- un échange de chaleur Q_{hot} iso-champ H avec la source chaude, 3- une désaimantation adiabatique et 4- un échange de chaleur Q_{cold} iso-champ avec la source froide. L'écart de température entre la source froide et la source chaude est noté ΔT_{source} .

Les paramètres utilisés pour définir les performances des matériaux sont la variation de température dans des conditions adiabatique ΔT_{adia} et la variation d'entropie isotherme entre 0 T et la valeur de champ indiquée, ici prise égale à 1 T, notée ΔS_{1T} . Ils sont représentés sur la Fig. 5 par les deux flèches noires. De plus l'EMC étant maximal à la température de Curie, celle-ci doit être précisée.

Les performances du cycle thermodynamique sont définies par l'exergie soit le coefficient de performance (COP) du système, équation (4), par rapport au COP de Carnot. L'utilisation de l'exergie permet de s'affranchir de la dépendance du COP au ΔT_{source} .

$$COP = Q_{cold} / \oint_{cycle} -MdB \quad (4)$$

2.3. Matériaux Magnétocaloriques (MMC)

Les MMC sont classés par l'ordre de la transition, soit le degré de continuité de l'enthalpie libre. Les matériaux du second ordre présentent une transition ferromagnétique à paramagnétique « classique » à la température de Curie. Les matériaux du premier ordre ont une aimantation qui varie de façon discontinue à une certaine température. Cette transition présente une chaleur latente et elle souvent associée à des phénomènes d'hystérésis et des états métastables. Les transitions du premier ordre peuvent faire intervenir différents types de transitions comme par exemple une transition de phase structurale. La chaleur latente augmente la variation d'entropie, comme on le voit sur Fig. 5 (zone entre les lignes en pointillé).

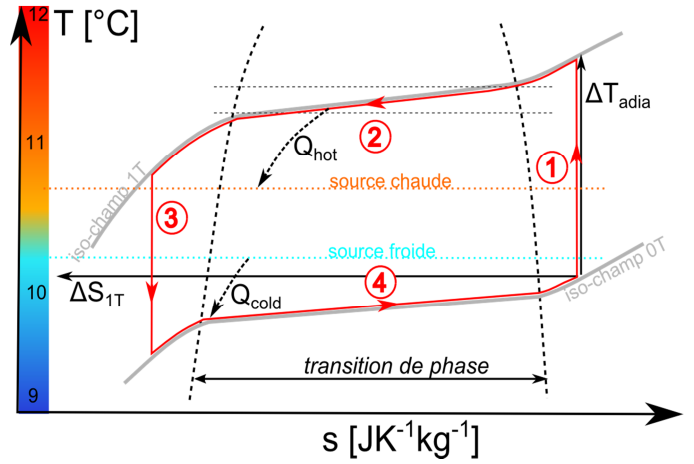


Fig. 5. Cycle élémentaire de Brayton pour un matériau avec une transition de phase du premier ordre. La transition de phase du premier ordre est délimitée par les deux lignes en pointillé

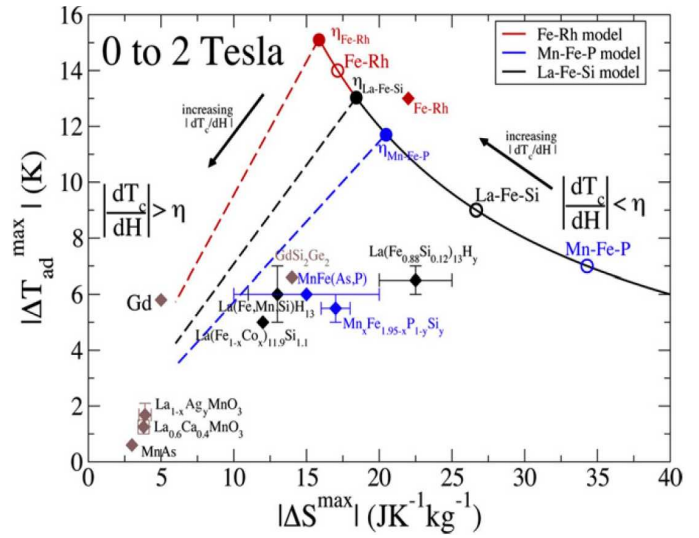


Fig. 6. $|\Delta T_{ad}^{max}|$ en fonction de $|\Delta S^{max}|$ pour plusieurs compositions, un champ de 2 T et une température de Curie autour de l'ambient. Les losanges représentent les valeurs expérimentales et les bars d'erreurs les variations en fonction de la composition. Les points représentent les valeurs théoriques, extrait de [13]

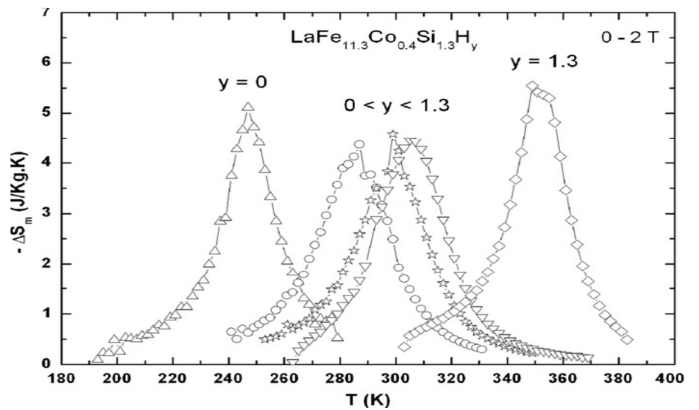


Fig. 7. Composés $LaFeCoSi$: Réglage de la température de Curie en contrôlant le taux d'hydruration [14]

Sur les matériaux la littérature est extrêmement riche, nous n'avons pas l'intention de présenter tous les matériaux mais seulement les plus prometteurs en terme d'application pour la réfrigération. Il s'agit des composés à base de *LaFe* ou de *MnFe* comme représenté sur la Fig. 6. La transition de ces matériaux étant très brutale, on joue sur la composition pour ajuster sa température de transition (Fig. 7). Ces composés font l'objet de travaux importants pour les obtenir à une échelle industrielle [12].

2.4. Comparaison avec le gaz R134a

Une comparaison au système conventionnel de compression à gaz est donnée dans le Tableau 1. Les points de fonctionnement en général choisis, sont un champ de 1 T et un rapport de compression de 4. Le gaz R134a a des performances plus importantes que le *LaFeSiH* en terme d'entropie ou de ΔT_{adia} mais d'autres aspects sont à prendre en compte : capacité d'échange thermique, fréquence de fonctionnement et réversibilité de la transformation. Sur ces trois aspects la magnétocalorie apportent des améliorations : la conductivité est 10 fois plus élevée, le processus d'aimantation et désaimantation peut être rapide et hautement réversible, en comparaison un compresseur à piston à un rendement au mieux de 70 % [15].

Tableau 1. Pour les gaz les données sont extraites de [16] en supposant avoir la même masse de fluide à l'évaporateur et au condenseur avec respectivement, des pressions de 16 Bar et 4 Bar.

	Gaz réfrigération (R134a)	Magnétocalorique (LaFeSiH)
ΔT_{adia} [K]	45	3.5
Variable contrôle X	4 Bar - 16 Bar	0 T - 1 T
$-\Delta S$ [$J \cdot K^{-1} \cdot kg^{-1}$]	400	10
$-\Delta S$ [$mJ \cdot cm^{-3}$]	240	71
c_X [$J \cdot K^{-1} \cdot kg^{-1}$]	1300	1200
c_X [$J \cdot K^{-1} \cdot cm^{-3}$]	0.8	2.13
λ [$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$]	0.04	9

3. REFRIGERATION MAGNETIQUE

Pour pallier la faible valeur de ΔT_{adia} , on cascade les cycles thermodynamiques comme représenté sur la Fig. 8. La température entre les sources est donnée par la relation (6). Les « stockage thermique » sont des éléments de stockages, leur température est considérée constante puisque leur capacité thermique est grande et leur flux de chaleur moyen est nul. Cette cascade a un impact sur le COP du système donné par la relation (5), COP_{elem} étant le COP d'un cycle élémentaire et N le nombre d'étages.

$$COP = COP_{elem}/N \quad (5)$$

$$T_{hot} - T_{cold} = \Delta T_{source} N \quad (6)$$

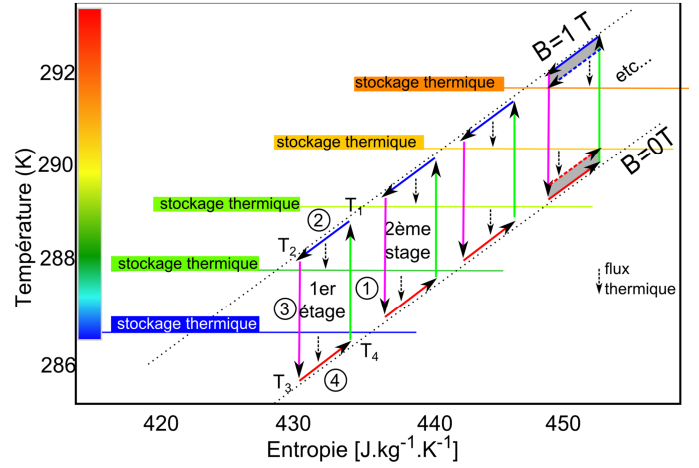


Fig. 8. Cascade cycles thermodynamiques pour augmenter l'écart de température entre la source froide en bas et la source chaude en haut en comparaison d'un seul cycle

3.1. Echange thermique entre les cycles

Les COP du cycle élémentaire dépend de la forme du cycle lui-même affecté par les échanges. Afin d'analyser l'influence de ces échanges on adopte un modèle simple, où k_{on} est le coefficient d'échange lorsque la conduction thermique est désirée et k_{off} lorsqu'elle ne l'est pas. Les relations (7) et (8) proviennent du premier principe et d'un bilan d'entropie sur le système avec les sources.



Fig. 9. Schéma de principe du modèle proposé avec la température T2 supérieure à T1

$$Ex_{rgi}_{elem.} = \frac{1}{1 + \frac{T_{hot} S_{crée} COP_{carnot}}{Q_{cold}}} \quad (7)$$

$$S_{crée} = \oint_{cycle} \delta Q \left(\frac{1}{T} - \frac{1}{T_{source}} \right) \quad (8)$$

Une analyse analytique basée sur des cycles de Brayton, montre que l'exergie et la puissance augmente lorsque respectivement le ratio k_{on}/k_{off} et k_{on} sont grands. Un exemple de résultat est donné à la Fig. 10. On montre aussi que les matériaux avec une transition de phase du premier ordre, donc avec une chaleur latente, peuvent augmenter l'exergie (dans notre cas de 0.4 à 0.7). L'article [17] mène un étude similaire avec des cycles de Carnot.

Le cycle AMR expliqué dans la suite (3.3) donne un k_{on} équivalent à $8 kW \cdot K^{-1} \cdot m^{-2}$ [18] alors qu'un contact mécanique sans aucune pression donne théoriquement autour de $3 kW \cdot K^{-1} \cdot m^{-2}$ [19].

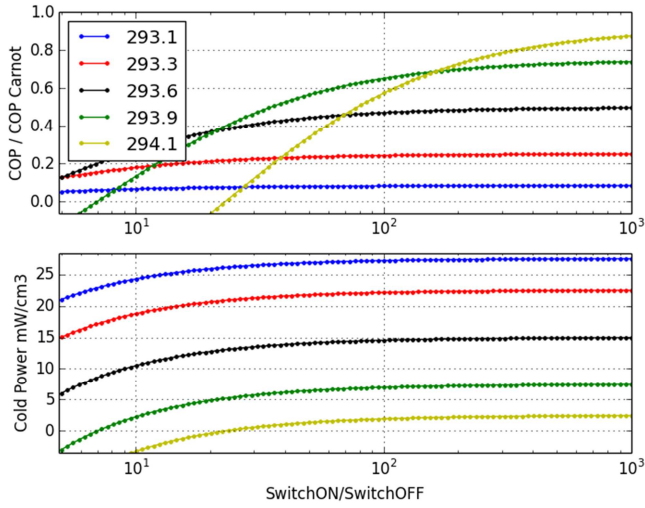


Fig. 10 Le réservoir froid est à une température T_{cold} de 293 K, la légende représente la température du réservoir chaud avec comme matériau l'oxyde $\text{Pr}_{0.65}\text{Sr}_{0.35}\text{MnO}_3$ sous 1 T ($\Delta T_{adia} = 1.2$ K)

3.2. Source d'aimantation

Le volume d'aimant est critique pour le coût. En considérant une structure idéale sans fuites, on en déduit l'inéquation (9) avec : V_a et V_e le volume d'aimant et le volume aimanté, μ_r et H_m la perméabilité et le champ dans le MMC et J_a l'aimantation de l'aimant. Ainsi pour un champ dans le MMC de 1 T, il faut 4 fois plus d'aimant NdFeB que de volume aimanté. En pratique on est plutôt autour de 7, [20]. On remarque qu'un matériau à perméabilité élevée a tendance à diminuer le champ H .

$$\frac{V_a}{V_e} > 4\mu_r \left(\frac{\mu_0 H_m}{J_a} \right)^2 \quad (9)$$

Dans le cas de l'oxyde et d'un ΔT_{source} de 0.6, soit $\Delta T_{adia}/2$ pris à 1 T, plusieurs configurations de réfrigération sont envisageables : un étage avec un champ élevé ou de multiples étages avec un champ faible. A partir de la résolution numérique des équations (1) et (2), on montre que l'augmentation du champ permet d'augmenter l'exergie. Le MMC fait des cycles de Brayton avec des températures à la fin des échanges de T_2 et T_4 respectivement identiques à la température de la source chaude et froide.

3.3. Cycle AMR

Le cycle AMR (Active Magnetic Regenerative Refrigeration) est le cycle le plus utilisé en réfrigération magnétique. Dans ce cas, les échanges de chaleur sont contrôlés par un fluide qui passe alternativement à travers le matériau. En considérant un régénérateur en plaques et les symétries, on analyse le fonctionnement sur une demi-lame de fluide et de MMC comme représenté sur la Fig. 12.

Dans la Fig. 8, le matériau échange avec une seule source de chaleur et lorsqu'il a atteint une température relativement proche, on change son aimantation. Alors que dans le cycle AMR (Fig. 13), dès que la température du matériau est relativement proche de celle de la source, il échange avec une nouvelle source dont la température est plus faible ou plus élevée, en fonction de la phase aimantée ou désaimantée du

cycle. Cette alternance de source est induite par le déplacement d'un fluide, dans lequel on a un gradient de température entre T_{hot} et T_{cold} .

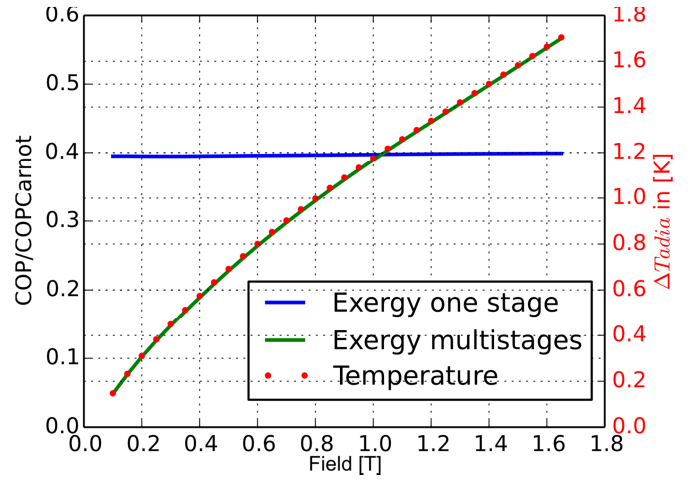


Fig. 11 Influence de la cascade d'étage sur l'exergie en fonction du champ appliqué, en comparaison d'un étage où le champ est imposé à 1 T. Le point de fonctionnement des étages est pour $\Delta T_{source} = \Delta T_{adia}/2$ avec les caractéristiques du $\text{Pr}_{0.65}\text{Sr}_{0.35}\text{MnO}_3$.

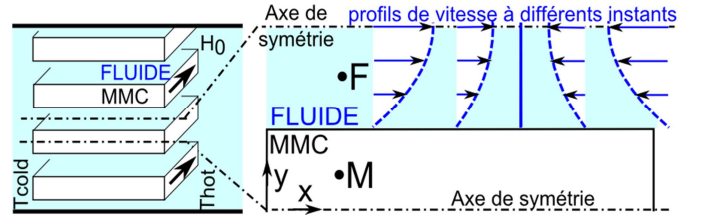


Fig. 12. Représentation d'un régénérateur utilisé dans le cycle AMR, une représentation complète sur la gauche et une simplifiée sur la droite. Les flèches bleu représentent le profil de l'écoulement pour différents temps.

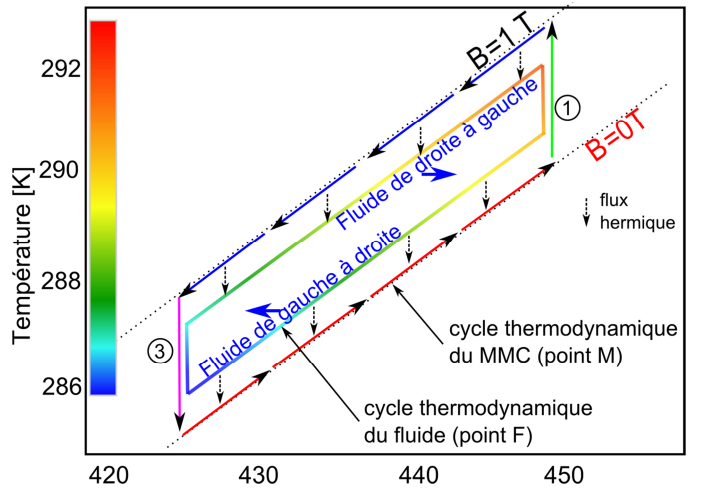


Fig. 13. Cycle thermodynamique TS d'un système AMR, on représente le cycle du fluide au point F et du MMC au point M, les points correspondant à la Fig. 12

Le cycle AMR sollicite alors le même matériau sur une large plage de température en comparaison des structures qui se comportent suivant la Fig. 8, dans laquelle le matériau est sollicité sur une variation de température de ΔT_{adia} .

En pratique l'échange avec les sources successives doit être limité, afin que la source chaude reçoive un fluide de température supérieure à T_{hot} , de même pour la source froide. Lorsque ces conditions sont atteintes le déplacement du fluide est inversé.

Dans le cas des matériaux du premier ordre où les transitions sont étroites, on cascade différentes compositions pour conserver l'EMC sur une plus large plage de fonctionnement du régénérateur.

4. CYCLE AMR

Le cycle AMR a été introduit et mis en œuvre par Barclay en 1982 [21]. Il est utilisé, aujourd'hui, dans la majorité des démonstrateurs développés. Il permet, grâce à un échange entre le matériau et un fluide extérieur qui circule alternativement dans un sens et dans l'autre, d'établir un gradient le long du matériau et d'amplifier l'écart de température entre la source chaude et la source froide comme précisé dans la section 3.3.

Plusieurs approches expérimentales et de modélisation sont considérées pour étudier le cycle AMR et analyser le comportement des MMC dans des conditions de travail proches de leur utilisation dans un système de réfrigération [22], [23]. Nous discutons les travaux menés en s'appuyant sur les développements réalisés et les résultats obtenus au G2Elab.

4.1. Analyse expérimentale du cycle AMR

4.1.1. Dispositif expérimental

La Fig. 14 présente le "DEMC", dispositif à aimant permanent développé pour tester des petites quantités de MMC compatibles avec une production à l'échelle de laboratoire [24]. Il se compose d'un régénérateur statique et d'un aimant mobile constitué par un cylindre de Halbach de 0.8 T. Le bloc réfrigérant est un parallélépipède de $20 \times 20 \times 50$ mm comportant un empilage de plaques de MMC. D'autres formes peuvent être envisagées pour le matériau. Il est alternativement aimanté et désaimanté quand il est à l'intérieur ou à l'extérieur de l'aimant. Deux réservoirs placés de part et d'autre du bloc réfrigérant permettent de stocker le volume d'eau nécessaire à la réalisation du cycle AMR et d'assurer via des pistons son transfert dans un sens ou dans l'autre à travers le matériau. L'aimant et les pistons sont actionnés par des actionneurs linéaires. Le système fonctionne en circuit ouvert sans échange avec l'extérieur. Le dimensionnement a été effectué grâce à des simulations magnétiques tridimensionnelles par éléments finis. Le pilotage mis en œuvre permet une paramétrisation aisée et précise des conditions d'essais.

Ce système permet, pour un bloc actif donné, d'étudier l'influence des paramètres du cycle : débit, fréquence, volume de fluide, etc. Il permet aussi de tester différentes compositions et formes de régénérateurs : plaques, tubes, billes, poudres libres, poudres compactées, etc. Nous l'utilisons également pour valider les modèles analytiques et numériques en cours d'étude. A titre d'exemple la Fig. 15 montre comment, en partant de la température ambiante, on crée une source froide et une source chaude aux deux extrémités du régénérateur et comment évoluent leurs températures au cours du temps.

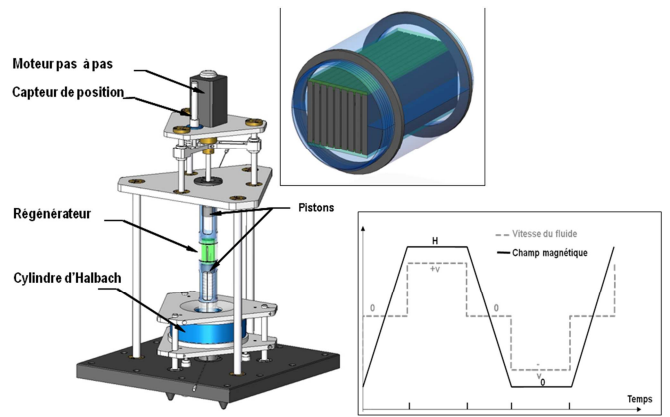


Fig. 14. DEMC, régénérateur à plaques, cycles magnétique et fluidique [25].

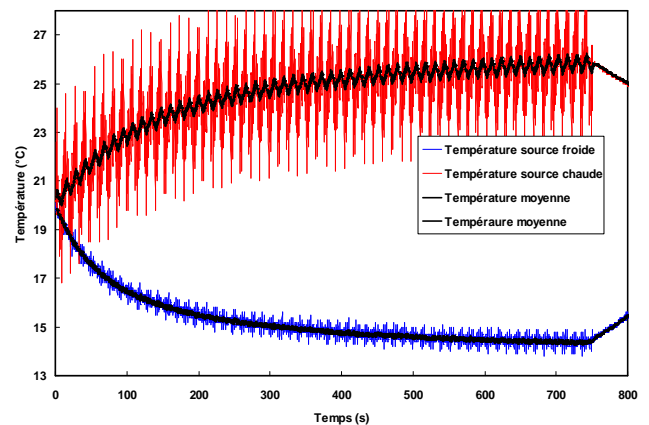


Fig. 15. Amplification de l'écart de température entre les deux extrémités du régénérateur. Régénérateur en plaques de Gd de 1mm d'épaisseur, porosité = 20%, $\Delta T_{adia} = 1.45$ °C.

4.1.2. Résultats et discussion

Le DEMC a été utilisé pour mener une étude comparative entre 3 régénérateurs en plaques ayant des géométries identiques mais des matériaux différents : Gadolinium, considéré comme le matériau de référence, un composé intermétallique en LaFeSiCo produit par Vaccumshmelze GmbH&CO et un oxyde manganite PrSrMnO₃ produit au laboratoire CRISMAT à Caen. Les deux derniers ont été réalisés en poudres compactées [26]. Les caractéristiques des différents régénérateurs sont précisées dans le Tableau 2.

Tableau 2. Caractéristiques des régénérateurs testés

Propriétés/ Régénérateur	Gd	LaFeSiCo	PrSrMnO3
Volume du régénérateur V_r (cm ³)	24	21	14
Porosité ε (-)	0.2	0.21	0.19
Surface d'échange Fluide/Solide A (m ²)	0.035	0.032	0.02
Densité $\rho(T = T_c)$ (kg.m ⁻³)	7900	7150	6500
Chaleur spécifique c_H ($T = T_c$) (J.kg ⁻¹ .K ⁻¹)	250	700	580
Conductivité thermique λ ($T = T_c$) (W.m ⁻¹ .K ⁻¹)	10.6	6	1.9
ΔT_{adia} ($B_{ext}=0.8T$) (K)	1.45	1	0.5

Pour le LaFeSiCo, nous avons pu réaliser deux types de régénérateurs : un régénérateur avec un matériau unique ayant une température de Curie de 293 K et un régénérateur mutibloc (ou multicouche) obtenu en juxtaposant 4 matériaux ayant différentes températures de Curie : 283, 288, 293 et 298 K.

Les températures des sources chaudes et froides ont été ainsi mesurées pour un débit du fluide de 0.5/1/2/3/4 ml.s⁻¹, une fréquence du cycle AMR variant entre 0.1 et 0.7 Hz et une température initiale (Ti) de 20°C +/- 1.5°C, sauf exception une expérimentation à Ti = 25°C.

Les résultats obtenus pour les 4 régénérateurs, en termes de ΔT, et pour les différentes conditions d'essais sont synthétisés dans la Fig. 16. Afin de comparer de manière effective les performances, nous avons considéré les grandeurs adimensionnelles, classiquement utilisées en échange thermique :

- le facteur volume V* : ratio des volumes de fluide exprimant la quantité de fluide qui circule dans un régénérateur par rapport au volume total de fluide qu'il contient (dépendant de la porosité) ;
- le facteur Utilisation U : ratio des capacités thermiques qui décrit le rapport des quantités d'énergie stockées dans le fluide et le matériau ;
- le Nombre d'Unité de Transfert NUT qui représente le rapport des débits thermiques convectif et conductif dans le fluide.

potentiel d'application dans le refroidissement magnétique. Pour cet oxyde l'utilisation de plaques de 0.5 mm ont permis d'améliorer les transferts thermiques et d'atteindre un écart de température d'environ 10 °C, équivalent au générateur en Gd.

4.2. Modélisation du cycle AMR

Les cycles AMR fait intervenir un système d'équation :

- l'équation (10) qui décrit le comportement thermique du matériau magnétocalorique qui découle de l'équation (2) intégrée sur un élément de volume ;
- l'équation (11) qui décrit le comportement thermique pour le fluide, Q_{visc} correspondant à la dissipation de chaleur due aux frottements visqueux et v à la vitesse du fluide ;
- l'équation de Navier et Stokes pour un écoulement incompressible ;
- les équations de Maxwell pour le magnétisme.

$$c_H(T, H) \frac{dT}{dt} = \nabla \cdot (\lambda(T, H) \nabla T) - T \left. \frac{\partial s(T, H)}{\partial H} \right|_T \frac{\partial H}{\partial t} \quad (10)$$

$$c \left(\frac{dT}{dt} + (v \cdot \nabla) T \right) = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) + Q_{visc} \quad (11)$$

Les objectifs de la modélisation sont de permettre d'expliquer, de prédire et d'optimiser le cycle AMR. Une simulation exacte de tout le système est complexe à mettre en œuvre et nécessite des temps de calcul importants qui la rendent inutilisable en optimisation. De plus, au stade actuel des modélisations, les résultats ne seraient pas plus pertinents car de nombreuses incertitudes persistent sur les conditions aux limites qui dépendent de la structure, sur les caractéristiques des matériaux, sur la source de champ, les effets de bords magnétique, thermique et fluide, etc. Pour simplifier le modèle dans le cadre défini, des hypothèses à différents niveaux sont introduites. Sans être exhaustifs, nous donnons les grandes lignes des hypothèses utilisés dans la plupart de modèles de la littérature, où souvent le régénérateur à plaques est considéré :

- sur la base des principes de symétrie et d'invariance la simulation thermique et fluide s'intéresse à résoudre le problème sur une demi-lame de fluide et de MMC. Pour certaines formes de régénérateur le champ peut être fortement inhomogène ce qui met à mal ces hypothèses pour la thermique ;
- le magnétisme ne peut pas utiliser ces mêmes principes. Alors dans le cadre fixé, une approche liant le champ appliqué et le champ interne via un coefficient de champ démagnétisant est préférable, en comparaison du ratio précision/temps de calcul apporté par une simulation magnétique 3D ;
- l'écoulement n'est pas couplé à la thermique ou au champ magnétique et est considéré comme laminaire. Dans le cas où le régénérateur est suffisamment long, l'écoulement est considéré invariant suivant la longueur du régénérateur.

A ce niveau les hypothèses introduites divergent en fonction des modèles étudiés. Aujourd'hui, deux approches complémentaires avec des modèles matériaux plus ou moins raffinés coexistent. Des modèles 1D basés sur des échanges convectifs simplifiés entre le matériau et le fluide, qui intègrent

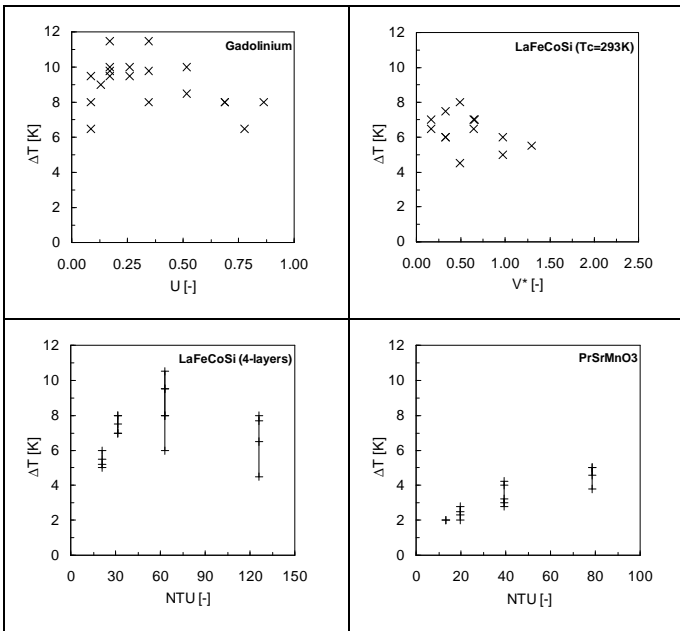


Fig. 16. Étude comparative des performances de 4 régénérateurs en Gd, LaFeSiCo et oxyde manganite.

Ces résultats donnent les conditions optimales d'utilisation pour les différents régénérateurs permettant d'atteindre le ΔT maximal. Ces valeurs sont respectivement de 11,5, 10,5, 8 et 5 °C pour le Gd, LaFeCoSi multicouche, LaFeCoSi seul et Pr_{0.65}Sr_{0.35}MnO₃. Ces résultats montrent aussi que malgré des caractéristiques magnétocaloriques et thermiques moins favorables, l'oxyde PrSrMnO permet d'obtenir des écarts de températures tout à fait intéressantes et peut constituer un fort

les caractéristiques des matériaux et leur dépendance avec le champ et la température [20], [27]. Et des modèles 2D, résolvant simultanément les équations de transport et d'échange thermique, qui permettent une analyse plus fine du comportement du régénérateur, mais avec des caractéristiques de matériaux simplifiés [18].

4.2.1. Modèles 1D

Le modèle 1D consiste à réduire la dimension transversale du régénérateur par une intégration sur y (Fig. 12). On note T_e et T_m les températures moyennes du fluide et du matériau définies telles que $T_e e_e = \int_{eau} T dy$ et $T_m e_m = \int_{mcm} T dy$.

Dans l'équation (12) décrivant ce modèle 1D, on note l'échauffement visqueux $Q_{visc} = \int_e 2\mu \left(\frac{\partial v_x(y,t)}{\partial y} \right)^2$, V la vitesse moyenne de l'écoulement. Les variables associées à la partie fluide ou MMC sont respectivement indicées par e ou m .

$$\begin{aligned} e_m c_m \frac{dT_m}{dt} &= Q_{int} + e_m \lambda_m \frac{\partial^2 T_m}{\partial x^2} - e_m T \frac{\partial s}{\partial H} \frac{\partial H}{\partial t} \\ e_e c_e \left(\frac{\partial T_e}{\partial t} + V \frac{\partial T_e}{\partial x} \right) &= -Q_{int} + e_e \lambda_e \frac{\partial^2 T_e}{\partial x^2} + Q_{visc} \end{aligned} \quad (12)$$

Les modèles 1D simplifient l'échange transverse, noté Q_{int} par un coefficient d'échange noté h .

$$Q_{int} = -\lambda_m \frac{\partial T_m}{\partial y} \Big|_{int} = \lambda_e \frac{\partial T_e}{\partial y} \Big|_{int} = h (T_m - T_e) \quad (13)$$

Dans [20], le modèle numérique 1D a été implémenté en régime transitoire. La méthode des différences finies a été utilisée et un schéma implicite a été choisi pour sa stabilité inconditionnelle. La validité de ce modèle a été vérifiée par plusieurs méthodes (convergence en discrétisation, indépendance de la solution par rapport aux conditions initiales, validation avec une solution analytique en fonctionnement passif). Le comportement du régénérateur en transitoire est bien décrit par le modèle et permet de distinguer les quatre phases du cycle de réfrigération.

Ces modèles 1D trouvent leurs limites dans la description des échanges thermiques. En effet, le coefficient d'échange est basé sur des corrélations expérimentales qui pourraient s'avérer erronées lorsque la géométrie évolue. Dans [27], la détermination de h est affinée par des essais multiples avec un dispositif de type DEMC intégrant les échanges avec les sources chaude et froide.

Les Fig. 17 et Fig. 18 illustrent les résultats obtenus au G2Elab sur le régénérateur en Gd, avec le modèle développé. Les résultats ont été comparés à ceux obtenus expérimentalement au DEMC. On observe un bon accord qualitatif entre les simulations et les mesures. Cependant, d'un point de vue quantitatif, le modèle surestime les performances d'environ 40%. Outre la limitation intrinsèque du modèle, ces erreurs peuvent s'expliquer par les imperfections du régénérateur et les pertes thermiques dans le DEMC.

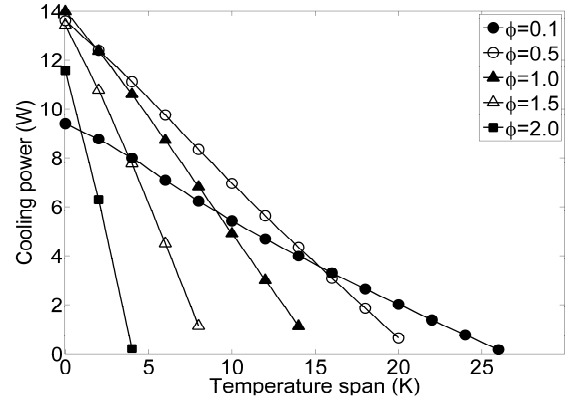


Fig. 17. Puissance froide en fonction de ΔT (NTU=0.5, Utilisation Φ variable, équivalent au U défini dans la partie 4.1.2), modèle 1D

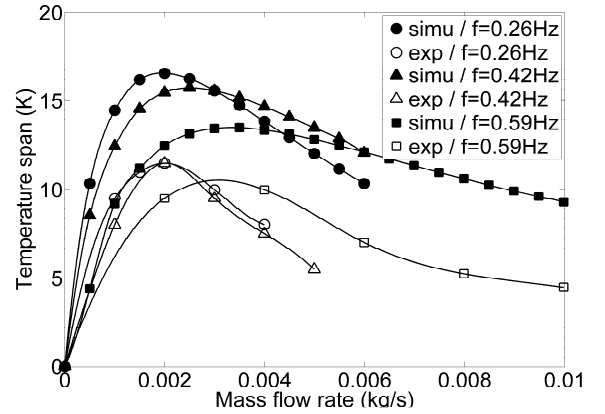
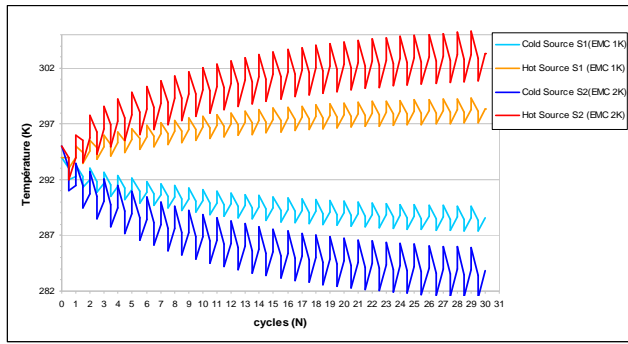


Fig. 18. Comparaison : modélisation 1D et expérience, ΔT_{max} en fonction du débit.

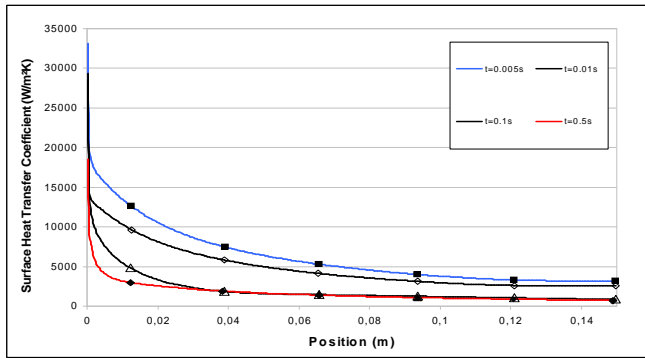
4.2.2. Modèles 2D

Les modèles 2D ne souffrent pas de la méconnaissance de h . Dans [18], un modèle a été développé sous FLUENT en considérant un modèle matériau simplifié dans lequel un ΔT_{adia} constant est imposé lors de l'aimantation et de la désaimantation qui sont supposées instantanées.

La Fig. 19 illustre un exemple de résultat obtenu avec ce modèle. Outre l'évolution de la température (Fig. 19.a), le modèle permet de déterminer le coefficient d'échange thermique (Fig. 19.b), le profil de vitesse, les pertes de charges. Par contre, les temps de calculs sont 500 fois plus importants que ceux des modèles 1D (quelques secondes pour une période) ce qui est aussi un facteur limitant pour l'optimisation. Ce type de modèle peut être utilisé pour déterminer le coefficient h nécessaire pour le modèle 1D.



a) Evolution des températures de la source chaude et de la source froide



b) Evolution de h le long de la plaque à différents instants

Fig. 19. Résultats de simulation du cycle AMR

Comme dans le cas du modèle 1D, plusieurs simulations ont été effectuées en faisant varier les paramètres du cycle thermique puis comparées aux essais expérimentaux pour le régénérateur en Gd (Fig. 20).

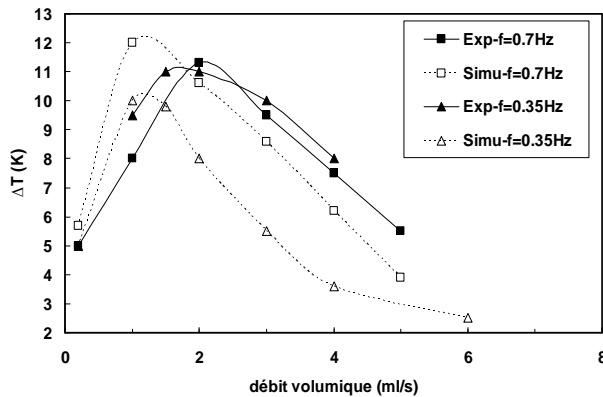


Fig. 20. Comparaison modélisation 2D sous Fluent et expérience, ΔT_{\max} en fonction du débit

5. CONCLUSIONS

Les développements de la réfrigération magnétique se décomposent en trois axes d'amélioration : les performances des matériaux, les échanges thermiques et les sources de champ.

Actuellement dans les MMC, les choix dominants sont les composés à base de Lanthane Fer ou de Manganèse Fer. La Fig. 6 montre que les valeurs théoriques sont beaucoup plus

élevées, ce qui laisse envisager qu'il y a encore un fort potentiel d'amélioration, d'autant que d'autres compositions pourraient être prometteuses.

Historiquement, les premiers systèmes de réfrigération magnétique ont utilisé le cycle AMR, ceux d'aujourd'hui tendent à perpétuer cette tradition. Les améliorations progressives des simulations numériques en temps de calcul et finesse de description vont permettre de déterminer le potentiel de ce type de structure.

Récemment, de nouvelles possibilités d'échange entre les cycles apparaissent. Le concept de l'interrupteur thermique permet de proposer une approche unifiée. Cependant cette démarche reste limitée car elle demande la connaissance de champs disciplinaires variés.

Les sources de champ à base d'aimant $NdFeB$ avec des structures conventionnelles ont été relativement bien exploitées [20]. Cependant pour des masses raisonnables d'aimant en comparaison de la masse de MMC, on obtient des champs proches du Tesla.

6. REMERCIEMENTS

Les auteurs remercient le FEDER - Fonds européen de développement régional et la Confédération suisse ainsi que l'Agence nationale française de recherche pour leur soutien financier dans le cadre respectif du projet FRIMAG (INTERREG IV A, France- Suisse n° 2009/ 40) et du projet MagCool (ANR STKE 2010-008).

7. REFERENCES

- [1] V. K. Pecharsky et K. A. Gschneidner, Jr., « Giant Magnetocaloric Effect in $Gd_5Si_2Ge_2$ », *Phys. Rev. Lett.*, vol. 78, n° 23, p. 4494-4497, juin 1997.
- [2] V. K. Pecharsky et K. A. Gschneidner Jr., « Magnetocaloric effect and magnetic refrigeration », *J. Magn. Magn. Mater.*, vol. 200, n° 1-3, p. 44-56, oct. 1999.
- [3] A. Lebouc, F. Allab, J.-M. Fournier, et J.-P. Yonnet, « Réfrigération magnétique », *Tech. Ing. Innov. En Matér. Avancés*, vol. base documentaire : TIB186DUO., n° ref. article : re28, 2005.
- [4] C. Zimm, A. Jastrab, A. Sternberg, V. Pecharsky, K. G. Jr, M. Osborne, et I. Anderson, « Description and Performance of a Near-Room Temperature Magnetic Refrigerator », in *Advances in Cryogenic Engineering*, P. Kittel, Éd. Springer US, 1998, p. 1759-1766.
- [5] K. A. Gschneidner Jr, V. K. Pecharsky, et A. O. Tsokol, « Recent developments in magnetocaloric materials », *Rep. Prog. Phys.*, vol. 68, n° 6, p. 1479, juin 2005.
- [6] J. V. Leitão et E. Brück, « Magnetic and structural results on $(Mn,Co)_3(Si,P)$ and $(Fe,Co)_3(Si,P)$ alloys », *Results Phys.*, vol. 4, p. 31-32, 2014.
- [7] K. K. Nielsen, J. Tusek, K. Engelbrecht, S. Schopfer, A. Kitanovski, C. R. H. Bahl, A. Smith, N. Pryds, et A. Poredos, « Review on numerical modeling of active magnetic regenerators for room temperature applications », *Int. J. Refrig.*, vol. 34, n° 3, p. 603-616, mai 2011.
- [8] B. Yu, M. Liu, P. W. Egolf, et A. Kitanovski, « A review of magnetic refrigerator and heat pump prototypes built before the year 2010 », *Int. J. Refrig.*, vol. 33, n° 6, p. 1029-1060, sept. 2010.
- [9] C. R. H. Bahl, K. Engelbrecht, D. Eriksen, J. A. Lozano, R. Bjørk, J. Geyti, K. K. Nielsen, A. Smith, et N. Pryds, « Development and experimental results from a 1 kW prototype AMR », *Int. J. Refrig.*, vol. 37, p. 78-83, janv. 2014.
- [10] O. Sari et M. Balli, « From conventional to magnetic refrigerator technology », *Int. J. Refrig.*, vol. 37, p. 8-15, janv. 2014.
- [11] A. Smith, C. R. H. Bahl, R. Bjørk, K. Engelbrecht, K. K. Nielsen, et N. Pryds, « Materials Challenges for High Performance Magnetocaloric

- Refrigeration Devices », *Adv. Energy Mater.*, vol. 2, n° 11, p. 1288–1318, 2012.
- [12] K. G. Sandeman, « Magnetocaloric materials: The search for new systems », *Scr. Mater.*, vol. 67, n° 6, p. 566–571, sept. 2012.
- [13] M. Rosca, « Matériaux de type $\text{LaFe}_{13-x}\text{Si}_x$ à fort pouvoir magnétocalorique-Synthèse et optimisation de composés massifs et hypertextes-Characterisations fondamentales », Université de Grenoble, 2010.
- [14] Alexandra Dubrez, C. Mayer, M. Pierronet, et P. Vikner, « $(\text{LaCe})(\text{Fe,Mn,Si})_{13}\text{H}_x$ Materials produced via gas atomization », *Delft Days on Magnetocalorics DMM 2013*.
- [15] G. Vrinat, « Machines frigorifiques industrielles Introduction », *Tech. Ing. Prod. Froid Mécanique*, vol. base documentaire : TIB211DUO., n° ref. article : be9740, 2014.
- [16] A. Bejan et A. D. Kraus, *Heat transfer handbook*. New York: J. Wiley, 2003.
- [17] R. I. Epstein et K. J. Malloy, « Electrocaloric devices based on thin-film heat switches », *J. Appl. Phys.*, vol. 106, n° 6, p. 064509, 2009.
- [18] U. Legait, « Caractérisation et modélisation magnétothermique appliquée à la réfrigération magnétique », Université de Grenoble, 2011.
- [19] C. V. Madhusudana, *Thermal contact conductance*. New York: Springer, 2013.
- [20] J. Roudaut, « Modélisation et conception de systèmes de réfrigération magnétique autour de la température ambiante », Université de Grenoble, 2011.
- [21] J. A. Barclay, « Theory of an active magnetic regenerative refrigerator », *NASA STIRecon Tech. Rep. N*, vol. 83, p. 34087, 1982.
- [22] K. K. Nielsen, J. Tusek, K. Engelbrecht, S. Schopfer, A. Kitanovski, C. R. H. Bahl, A. Smith, N. Pryds, et A. Poredos, « Review on numerical modeling of active magnetic regenerators for room temperature applications », *Int. J. Refrig.*, vol. 34, n° 3, p. 603–616, mai 2011.
- [23] B. . Yu, Q. Gao, B. Zhang, X. . Meng, et Z. Chen, « Review on research of room temperature magnetic refrigeration », *Int. J. Refrig.*, vol. 26, n° 6, p. 622–636, sept. 2003.
- [24] C. Dupuis, « Matériaux à effet magnétocalorique géant et systèmes de réfrigération magnétique », Université de Grenoble, 2009.
- [25] U. Legait, F. Guillou, A. Kedous-Lebouc, V. Hardy, et M. Almanza, « An experimental comparison of four magnetocaloric regenerators using three different materials », *Int. J. Refrig.*, vol. 37, p. 147–155, janv. 2014.
- [26] U. Legait, F. Guillou, A. Kedous-Lebouc, V. Hardy, et M. Almanza, « An experimental comparison of four magnetocaloric regenerators using three different materials », *Int. J. Refrig.*, vol. 37, p. 147–155, janv. 2014.
- [27] M. Risser, C. Vasile, C. Muller, et A. Noume, « Improvement and application of a numerical model for optimizing the design of magnetic refrigerators », *Int. J. Refrig.*, vol. 36, n° 3, p. 950–957, mai 2013.
- [28] M. Risser, C. Vasile, T. Engel, B. Keith, et C. Muller, « Numerical simulation of magnetocaloric system behaviour for an industrial application », *Int. J. Refrig.*, vol. 33, n° 5, p. 973–981, août 2010.